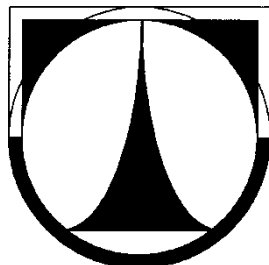


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**OPTIMALIZACE KINEMATIKY PODVOZKU VOZU ŠKODA
OCTAVIA WRC**

**OPTIMALIZATION OF ŠKODA OCTAVIA WRC's CHASSIS
KINEMATICS**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Věroslav Cvrček

Květen 2010

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Program: B2341 - Strojírenství
Obor: 2301R022 - Stroje a zařízení
Zaměření: Dopravní stroje a zařízení

**OPTIMALIZACE KINEMATIKY PODVOZKU VOZU ŠKODA
OCTAVIA WRC**

**OPTIMALIZATION OF ŠKODA OCTAVIA WRC's CHASSIS
KINEMATICS**

Bakalářská práce

KVM – BP – 196

Věroslav Cvrček

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D., TU v Liberci, KVM

Konzultant bakalářské práce: Věroslav Cvrček st., Rexteam Besedice

Počet stran: 44

Počet obrázků: 29

Počet příloh: 0

Počet tabulek: 7

Počet výkresů: 0

Květen 2010

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Optimalizace kinematiky podvozku vozu Škoda Octavia WRC

Anotace

Tato bakalářská práce popisuje provedení zavěšení náprav soutěžního vozu Škoda Octavia WRC a jeho kinematické vlastnosti. Podrobně se zabývá všemi možnými specifikacemi, možnostmi nastavení a jejich vlivem na jízdní vlastnosti. Je zde také popsána provedená optimalizace kinematiky, zejména efektů Bump-Steer, Anti-Dive a Anti-Squat. Součástí práce je vytvořený 3D kinematický model zavěšení umožňující budoucí virtuální optimalizace.

Klíčová slova: kinematika podvozku, zavěšení náprav McPherson, Octavia WRC.

Optimalization of Škoda Octavia WRC's chassis kinematics

Annotation

This bachelor thesis describes suspension characteristics and kinematic qualities of Škoda Octavia WRC. This work undertakes all possible specifications and setup options in the view of its effect on driving properties. It also contains description of all done kinematic optimizations, especially Bump-Steer, Anti-Dive and Anti-Squat effects. A part of my work is created 3D kinematic suspension model enabling future virtual optimizations.

Key words: kinematics of chassis, McPherson strut suspension, Octavia WRC.

Desetinné třídění:

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno : 2010

Archivní označení zprávy:

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Chtěl bych poděkovat mé rodině a přátelům, kteří mě po celou dobu studia maximálně podporovali, Rexteamu za možnost poznat a uskutečnit tuto zajímavou a oboustranně přínosnou práci, panu Josefu Kakrdovi ze společnosti Tuareg Racing za zapůjčení vozidlové váhy, mému konzultantovi a vedoucímu bakalářské práce za pozitivní přístup při tvorbě této práce.

Seznam symbolů a jednotek

WRC	Word rally car	
FIA	Mezinárodní automobilová federace	
Topmount	vrchní uložení tlumiče	
ALS	Anti Lag System /systém minimalizace prodlevy turbodmychadla/	
WG	Waste Gate /systém ovládání otáček turbodmychadla/	
A-D	Anti-Dive (celkový)	[%]
A-S	Anti-Squat (celkový)	[%]
p_b	poměr brzdných sil	[%]
l_{Bp}	vzdálenost brzdné osy od přední nápravy	[mm]
h_b	výška průsečíku brzdné osy s nositelkou brzdné síly	[mm]
l	rozvor náprav	[mm]
h_t	výška těžiště	[mm]
l_p	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[mm]
l_z	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[mm]
p_l	poměr zatížení náprav	[%]
m	celková hmotnost automobilu	[kg]
m_p	zatížení přední nápravy	[kg]
m_z	zatížení zadní nápravy	[kg]
h	výška podložení kol nápravy při měření výšky těžiště	[mm]
β	sklon automobilu při měření výšky těžiště	[°]
O_p	střed klonění nápravy	
γ	odklon kola	[°]
σ	příklon rejdové osy	[°]
T	záklon rejdové osy	[°]
r_0	poloměr rejdu	[mm]
x	rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou	[%]
h_p	výška průsečíku brzdné osy s nositelkou brzdné síly	[mm]

Obsah

1	Úvod	9
1.1	POPIS A HISTORIE SOUTĚŽNÍHO VOZU OCTAVIA WRC	9
1.2	PROBLEMATIKA POUŽÍVANÝCH VOZIDLOVÝCH PODVOZKŮ	10
2	IDENTIFIKACE PODVOZKU OCTAVIA WRC	16
2.1	OBEČNÝ POPIS PODVOZKU	16
2.2	ZJIŠTĚNÍ POLOH PRVKŮ NÁPRAV A MOŽNOSTI NASTAVENÍ.....	19
2.3	VÝCHOZÍ NASTAVENÍ NÁPRAV	24
2.4	ZJIŠTĚNÍ POLOHY A VÝŠKY TĚŽIŠTĚ.....	26
3	KINEMATICKÝ 3D MODEL NÁPRAVY.....	29
4	NÁVRH OPTIMALIZACE KINEMATIKY PODVOZKU	30
4.1	OPTIMALIZACE KINEMATIKY PŘEDNÍ NÁPRAVY.....	30
4.2	OPTIMALIZACE KINEMATIKY ZADNÍ NÁPRAVY.....	36
4.3	JÍZDNÍ ZKOUŠKY A KOREKCE NASTAVENÍ.....	41
5	ZÁVĚR	42
6	Seznam použité literatury	44

1 ÚVOD

Rexteam je soukromý tým specializující se na automobilové soutěže - rally s téměř třicetiletou historií. V současnosti se zabývá provozem dvou Octavií WRC Evo III a jedné Felicie Kit Car 1600 nebo stavbou soutěžních speciálů na přání zákazníka. Vozidlo specifikace WRC nabízí nekonečně mnoho různých nastavení a jejich kombinací. V minulosti se tým zabýval nastavením tlumičů a pružin pérování, map aktivních diferenciálů a dalšími drobnými úpravami, jako např. optimalizace řazení a systému přeplňování. Nastavení kinematiky podvozku, které Rexteam na svých vozech Octavia WRC využíval po několik sezon, vycházelo z nejosvědčenějších dat továrního týmu Škoda Motorsport, které se dlouhou dobu zdály jako optimální a zejména vývoj nového nastavení se jevil jako nereálný, neboť jeho přínos v porovnání s vynaloženými náklady nemohl soukromý tým využít a s podobnými výpočtově-konstrukčními pracemi neměl zkušenosti. Později se však začaly projevovat nevýhody několik let staré koncepce, proto vedení Rexteamu požádalo Technickou univerzitu v Liberci o zpracování optimalizace kinematiky podvozku formou bakalářské práce.

1.1 POPIS A HISTORIE SOUTĚŽNÍHO VOZU OCTAVIA WRC



Obr. 1 Škoda Octavia WRC Evo III 09

Škodu Octavii WRC vyvinula v roce 1998 firma Škoda Motorsport na základě pravidel FIA pro nově vzniklou kategorii WRC. Konstrukci podvozku provedli pracovníci ze Škoda Motorsport ve spolupráci s britským týmem Prodrive, který měl

na starosti provoz továrního týmu Subaru a v letech 1995 a 2003 získal titul mistrů světa v rally. Z vozů Subaru byly použity některé části podvozku, například kompletní hlava kola včetně náboje kola. Později prošla Octavia WRC různými vylepšeními, pro které bylo nutné vytvořit nové homologace. Na konci sezony 2000 evo II a od roku 2002 evo III. Tyto změny se týkaly mnoha částí soutěžního automobilu. Evo II přineslo hlavní změny v příslušenství motoru, zejména turbodmychadla a ventilů WG a ALS, designu přední části vozu, mezinápravového diferenciálu. Evo III opět přineslo změnu turbodmychadla a s tím i WG a ALS ventilů, elektroniky, zadního diferenciálu a umístění nádrže. Avšak konstrukci podvozku tyto evoluce příliš nezasáhly, u verze Evo II již nebyly použité atypické zadní hlavy kol, použily se stejné hlavy kol, které byly doposud použité na přední nápravě, opatřené speciální přírubou, která zajišťuje možnost vysoké variability nastavení kinematiky podvozku. Specifikace Evo III znamenala změnu v dodavateli tlumičů pérování, firmu Proflex vystřídala firma Reiger. Umístění nádrže pod podlahou si ze zástavbových důvodů vyžádalo úpravy výfukového potrubí a zadní nápravnice. V polovině sezony 2003 byla Octavia WRC nahrazena Fabií WRC, která již nepoužívala na zadní nápravě spodní trojúhelníkové rameno, ale jednu podélnou spojovací tyč a dvě příčné. Kinematika tohoto provedení však měla značné nedostatky a na závěru aktivního provozu tohoto vozu byl tento systém nahrazen modifikovanými rameny z Octavie WRC, což přineslo zlepšení v chování vozu. Firma Škoda už ale neprovedla další homologaci a tyto změny tedy nebylo možné oficiálně použít.

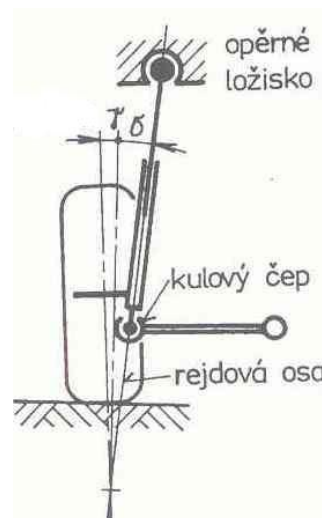
1.2 PROBLEMATIKA POUŽÍVANÝCH VOZIDLOVÝCH PODVOZKŮ

Sbíhavost kol je jednou ze základních vlastností podvozku. Měří se rozdíl vzdáleností límců ráfků v horizontální rovině procházející osou čepu kola. Kladná sbíhavost nastane, pokud kola jedné nápravy mají před čepem menší vzdálenost než vzdálenost za čepem. Opakem je záporná sbíhavost, která se označuje jako rozbíhavost. Běžně se u sportovních vozů nastavuje sbíhavost 2 mm.

Úhel odklonu kola udává sklon střední roviny kola vůči svislé rovině. Pokud se kolo naklání dovnitř, pak uvažujeme záporný úhel odklonu, tento stav se u sportovních vozidel vyskytuje nejčastěji. Hodnota se pohybuje kolem -2° , zajišťuje optimální

vedení kola v zatáčkách. Označuje se jako γ a udává se ve stupních. Na obr. 1 je znázorněn kladný úhel odklonu kola.

Příklon rejdové osy je definován jako průmět úhlu sevřeného osou rejdového čepu a svislicí do příčné roviny vozidla. U nápravy McPherson se uvažuje osa rejdového čepu jako přímka procházející kloubem horního uložení tlumiče pérování (topmount) a kloubem spojující spodní trojúhelníkové rameno s hlavou kola. Tato osa může – a nemusí – být totožná s osou teleskopické podpěry – tlumiče. Označuje se jako σ a udává se ve stupních. Na obr. 1 je znázorněn případ, kdy je rejdová osa totožná s osou tlumiče pérování.



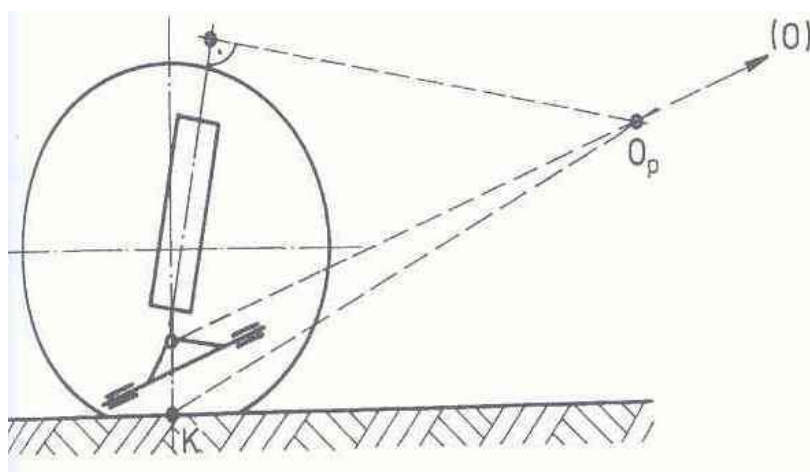
Obr. 2 Odklon kola (γ) a příklon rejdové osy (σ)

zdroj: [1]

Poloměr rejdu se značí r_0 a udává vzdálenost průsečíku rejdové osy s povrchem vozovky a středem styku pneumatiky zobrazená v příčné rovině vozidla.

Pokud leží průsečík rejdové osy s vozovkou vně od roviny rotace kola, pak uvažujeme záporný poloměr rejdu a naopak. Může tedy nastat i situace, kdy poloměr rejdu vychází nulový. Na obr.1 je znázorněn mechanismus s kladným poloměrem rejdu.

Záklon rejdové osy se značí T je analogický příklonu rejdové osy s rozdílem, že tentokrát se neměří sklon rejdové osy v příčné rovině vozidla, ale v podélné rovině



Obr. 3 Střed klonění nápravy McPherson, O_p =střed klonění nápravy| zdroj: [1]

vozidla. Pokud je skloněna rejdová osa vzad, pak považujeme záklon jako kladný, tato situace se vyskytuje nejčastěji.

Efekty Anti-Dive /proti ponoření/ a Anti-Lift popisují schopnost zavěšení přední respektive zadní nápravy

odolávat účinkům brzdných sil. Projevují se při brzdění, tím že přední část vozu klesá a zadní stoupá jako důsledek brzdné síly působící v těžišti auta. Tato síla vytváří klopný moment způsobující naklonění vozu kolem své příčné osy, což nepříznivě působí na jízdní vlastnosti vozidla. Na rovném úseku se tím snižuje účinnost brzdění z důvodu nízké normálové síly působící mezi koly zadní nápravy a vozovkou a tím i nízké třecí síly. Zejména však při brzdění v zatáčce se tento jev projevuje nebezpečně, neboť na jeho začátku nebo při jeho ukončení se prudce mění poměr zatížení náprav a s tím se mění i vyváženost vozidla. Hrozí tudíž riziko smyku. Navíc, pokud je zadní část vozu zvednutá, je náchylnější na boční naklonění, protože odlehčené pružiny pérování jsou náchylnější ke stlačení vnějšího kola, na které působí odstředivá síla vyvolaná průjezdem zatáčkou. Zvýšené těžiště zadní nápravy zvětšuje příčné rameno klopného momentu. Další nebezpečí nastane, pokud při brzdění na nerovné vozovce klesne přední část vozu natolik, že se nastane kontakt s vozovkou, čímž hrozí poškození agregátu, nebo zhoršení ovladatelnosti vozu v důsledku sunutí vozu po spodních částech karoserie. Brzdnou sílu snížit nemůžeme, protože požadujeme její maximální možnou hodnotu. Ovlivnit však můžeme rameno klopného momentu, na kterém tato brzdná síla působí a vytváří tak spolu nežádoucí klopný moment. Pro porovnání různých provedení kinematiky náprav slouží hodnota Anti-Dive. Kinematické vyjádření hodnoty Anti-Dive se uvádí ve stupních a je vyjádření úhlu, který svírá nositelka brzdné síly s vozovkou. Nositelka brzdné síly prochází dotykovým bodem pneumatiky s vozovkou (bod K na obr. 3) a pólem klonění nápravy. Tento pól klonění nápravy se získá jako průsečík kolmice ke středu ložiska vrchního uložení tlumiče a rovnoběžkou osy kývání spodního trojúhelníkového ramene (osa procházející středy A a B-body popsané na obr. 7) procházející C-bodem ramene. Toto platí pro situaci, kdy osa kývání ramene leží v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Pokud neleží, pak v pohledu ve směru příčné roviny vozidla není pohyb C-bodu ramene popsán přímkou, ale částí elipsy. Celková hodnota Anti-Dive se udává v procentech a do své hodnoty zahrnuje nejen kinematické vlastnosti zavěšení náprav, ale i velikost výšky těžiště a zejména rozložení brzdných sil mezi přední a zadní nápravou. Tato hodnota se získá jako procentuelní část výšky těžiště v porovnání s délkou ramene klopného momentu. Velikost ramene klopného momentu se získá jako průsečík nositelky brzdné síly s brzdnou osou vozidla. Poměr vzdálenosti brzdné osy od přední nápravy je úměrný

poměru brzdných sil mezi koly přední a zadní nápravy. Pokud je brzdná síla (nebo brzdný moment) na přední nápravě větší než na zadní, pak brzdná osa leží v zadní polovině vozidla a naopak.

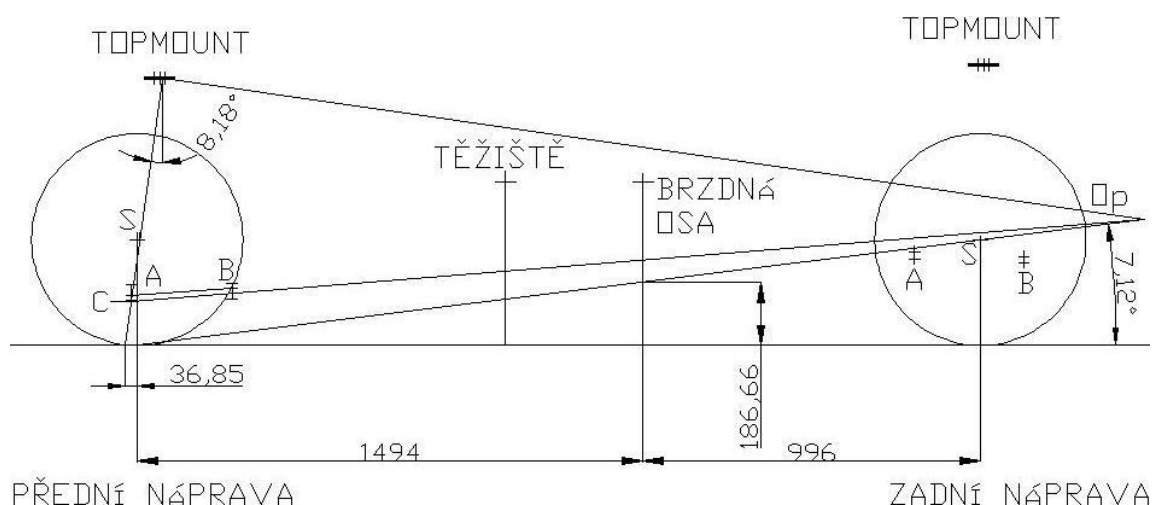
Postup je patrný z obr. 4, kde je nutné získat průsečík příčné roviny vozidla procházející brzdou osou s nositelkou brzdné síly (na obr. 3 je to přímka procházející body K a O_p). Výška tohoto bodu v porovnání s výškou těžiště vyjadřuje délku ramene klopného momentu. Pokud Anti-Dive dosahuje hodnoty 100%, znamená to, že délka ramene klopného momentu má díky vhodné konstrukci podvozku nulovou hodnotu. Prakticky to znamená, že veškerá brzdná síla se z karoserie na kola přenese přes uchycení spodního ramene systému McPherson. Tlumič a pružina pérování nepřenáší žádnou sílu, tudíž se vozidlo vůbec nenaklání. Opakem je hodnota Anti-Dive 0%, kdy délka ramene klopného momentu je totožná s výškou těžiště automobilu, pak se veškerá brzdná síla přenáší pouze přes tlumič a pružinu pérování, což má za důsledek nežádoucí naklonění karoserie. Nastat může i situace, kdy je hodnota Anti-Dive záporná.

Poloha brzdné osy pro poměr brzdných sil $p_b=0,6$ (60:40):

$$p_b = \frac{l_{Bp}}{l} \Rightarrow l_{Bp} = p_b * l = 0,6 * 2490 = 1494mm \quad 1).$$

Celková hodnota Anti-Dive:

$$A - D = \frac{h_p}{h_t} * 100 = \frac{186,66}{483,3} * 100 = 38,62\% \quad 2).$$

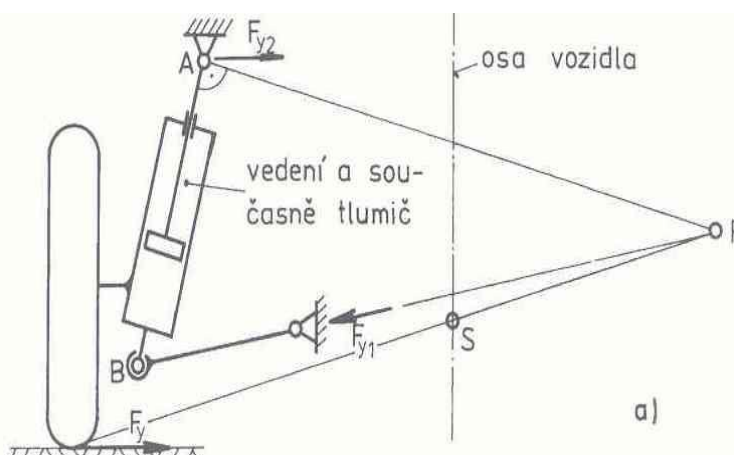


Obr. 4 Ukázka vyjádření obou hodnot efektu Anti-Dive

Hodnota efektu Anti-Lift se získá obdobně jako hodnota Anti-Dive, pouze se tento postup použije pro zadní nápravu.

Existuje také efekt Anti-Squat /proti zadřepnutí/ a je opakem efektu Anti-Lift. Projevuje se při akceleraci klesáním zadní části vozu. Není až tak nebezpečný, neboť akcelerační zrychlení dosahuje stejné úrovně jako brzdné pouze v nízkých rychlostech, kdy hnací jednotka disponuje dostatečným momentem na kolech. Přesto je žádoucí tento jev minimalizovat a zajistit co nejklidnější, předvídatelnou a snadno ovladatelnou jízdu. Kinematickou hodnotu tohoto efektu určíme podobně jako u efektu Anti-Lift, již neuvažujeme nositelku brzdné síly, ale uvažujeme nositelku akcelerační síly, která. Protože akcelerační síla působí na zavěšení v místě ložiska kola na rozdíl od brzdné síly, která v případě umístění brzdy v kole působí na zavěšení v dotykovém bodě kola a vozovky, neprochází nositelka akcelerační síly dotykovým bodem pneumatiky s vozovkou, ale středem kola. Velikost kinematické hodnoty efektu Anti-Squat se mění stejně tak jako velikost efektu Anti-Dive. Proto se určováním velikosti nemusíme zabývat. Je jasné, že při nejvhodnějším nastavení z hlediska efektu Anti-Lift bude i hodnota Anti-Squat nejoptimálnější.

Vlastnost zavěšení Roll-Center /střed klopení/ vyjadřuje střed klopení karoserie. Lze ji považovat za Anti-Dive (nebo Anti-Squat) v příčném směru vozidla. Na obr.5 je znázorněný princip určení velikosti ramene klopného momentu, který leží na přímce označené jako osa



Obr. 5 Střed klopení karoserie a zachycení bočních sil, P =pól klopení kola, S =střed klopení karoserie | zdroj: [1]

vozidla mezi bodem S (střed klopení karoserie) a polohou těžiště. Poloha středu klopení má vliv na naklápění vozidla při působení boční síly – odstředivé síly při průjezdu zatáčkou. Částečně lze schopnost kinematiky zavěšení odolávat naklápění nahradit použitím stabilizátorů, což v podélném směru (Anti-Dive a Anti-Squat) není možné.

Efekt Bump-Steer udává změnu sbíhavosti kol v závislosti na stlačení nebo roztažení tlumiče pérování. V ideálním případě by se sbíhavost vůbec neměnila a zůstávala by při stlačení i vyvěšení kola stejná jako v jízdní výšce. Toto není, díky složitosti mechanismu zavěšení kola, snadné dosáhnout. Proto je žádoucí tuto změnu alespoň co nejvíce minimalizovat nebo usměrnit tak, aby byla co nejméně nepříznivá. Naprosto nevhodné bývá, pokud v některé poloze a zejména při stlačení, nastane záporná sbíhavost – rozbíhavost. Pro porovnávání různých verzí slouží grafy závislosti sbíhavosti na poloze tlumiče. Tyto grafy se generují pomocí výpočetní techniky, pokud pomocí softwaru simulujeme činnost mechanismu zavěšení kola. Další možností je reálné měření sbíhavosti v několika polohách tlumiče pérování a následném sestavení grafů z naměřených hodnot.

2 IDENTIFIKACE PODVOZKU OCTAVIA WRC

2.1 OBECNÝ POPIS PODVOZKU

Karoserie soutěžního vozu Škoda Octavia WRC vychází ze sériově vyráběných vozidel, na první pohled jsou zřejmé změny v blatnících, které jsou oproti výchozímu

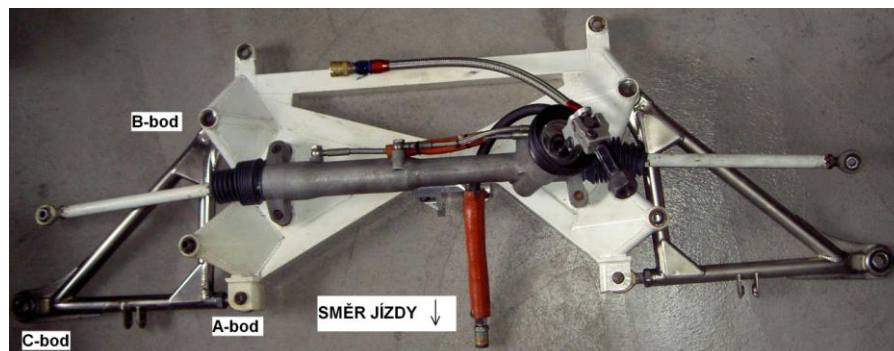


Obr. 6 Karoserie Škoda Octavia WRC

modelu rozšířeny a zvětšeny tak, aby bylo možné použít osmnáctipalcová kola na speciálních rozšířených nápravách. Ze stejných důvodů musely být použity i jiné podběhy kol, které byly navíc vyrobeny ze speciálního plechu, aby zajistily maximální tuhost příruby pro vrchní uložení tlumiče – tzv. topmountu. Rozdílné jsou i úchyty pro speciální přední nápravu, které musí zajišťovat maximální tuhost a pevnost pro přenos sil z nápravy na karoserii. Totéž platí i pro zadní nápravu, kde však z důvodů uložení zadního diferenciálu musela být razantně upravena zadní podlaha. Také tunel mezi podlahou jezdce a spolujezdce bylo zapotřebí zvětšit pro uložení kardanova hřídele a výfuku, opět byl z důvodu vyšší tuhosti použit plech z chrommolybdenové oceli. Z karoserie se při stavbě odstraní nadbytečné příchytky a držáky, naopak se vytvoří držáky sedaček, motoru, palivové nádrže, pedálového boxu, sloupku řízení atd. Hlavním prvkem zvyšující bezpečnost a tuhost karoserie je ochranný rám vytvořený z chrommolybdenových trubek o průměru 40 mm a tloušťce stěny 2 mm na hlavním oblouku a průměru 38 mm a tloušťce stěny 1,5 mm na ostatních obloucích a vzpěrách. Rám musí být zhotoven přesně podle homologačního protokolu a certifikátu rámu, z těchto důvodů měla možnost vyrobit

tuto karoserii pouze firma Škoda Motorsport. Bylo vyrobeno pouze 29 kusů a v případě poškození rámu při havárii je technickými komisaři karoserie zrušena.

Na přední i zadní
nápravě se
osvědčila
koncepce
McPherson se
spodním
trojúhelníkovým
ramenem. Přední



Obr. 7 Přední náprava s označením bodů ramen

nápravníci tvoří svařenec z výstřižků plechu a profilů z chrommolybdenové oceli, úchyty pro ramena umožňují díky výměnným rozpěrkám různé polohy ve svislém směru s největším vychýlením až 17 mm. Šotolinová verze se liší v uchycení do karoserie, kdy je celá nápravnice posunuta o 7 mm níže a uchycení A-bodu ramene je vykloněno ve směru vyvážení ramene z důvodu zamezení kolize, protože tlumiče pro nezpevněný povrch bývají výrazně delší.



Obr.8 Varianty předních ramen, zleva: šotolinové, asphaltové s výztuhou, asphaltové

Přední ramena
tvoří opět

svařenec trubek z chrommolybdenové oceli a výztuh z plechu totožného materiálu.



Obr. 9 Zadní rameno včetně spojovací tyče a příruby hlavy kola

Celkem se používaly 3 verze předních ramen, liší se pouze v rozsahu výztuh. Asphaltové tvoří pouze trubky, vyztužené asphaltové je vybaveno malou výztuhou v oblasti C-bodu, šotolinové je pak výrazně vyztuženo a navíc je B-bod uchycení do nápravnice natočen, z důvodu zamezení kolize při vyvážení.



Obr. 10 Unibaly, zleva: B-bod ramene (k nalisování), A-bod ramene (se šroubovicí), kulový kloub řízení, unibal stabilizátoru

Ke spojení všech pohyblivých prvků nápravy slouží unibaly, jsou to klouby z ložiskové oceli zajišťující snadný pohyb s minimálním odporem, možnost přenosu velkých sil a zejména maximální tuhost mechanismu bez vůle. Navíc toto konstrukční řešení zaujímá relativně malý zástavbový prostor a díky tomu umožňuje možnost změny polohy

vymezovacími rozpěrkami. Různé provedení unibalů znázorňuje obr. 9.

Hlava kola je vyrobena jako svařenec z obrobků a plechů z pevnostní oceli. Umožňuje uchycení jak šotolinového, tak i asfaltového brzdového třmenu. Ke spodní části se připevňuje páka řízení, různě vysoké podložky a čep „pin“ pro spojení s C-bodem ramene. U zadní hlavy kola to je pouze příruba spojující hlavu kola s C-bodem ramene a koncem spojovací tyče. Náboj kola bývá vyroben z pevnostní oceli nebo z titanu, toto řešení však díky křehkosti titanu nevykazuje vysokou životnost. Náboj je opatřen závitem M75x1,5 a příslušnou matkou sloužící k vytvoření předpětí dvou ložisek s kosoúhlým stykem. Nejprve se používala ložiska s kuželíkovými valivými tělesy, z důvodu snížení odporu valení se přešlo ke kuličkovým ložiskům s keramickými kuličkami, jejichž životnost je však relativně nízká. Na náboji je



Obr. 11 Vlevo: univerzální hlava kola a příruba pro použití na zadní nápravě a speciální hlava kola pro použití pouze na zadní nápravě (verze Evo I). Vpravo: ložisko hlavy kola, matka náboje kola a náboj kola

umístěno 5 závrtných šroubů pro uchycení brzdového kotouče a kola na roztečné kružnici 100 mm.

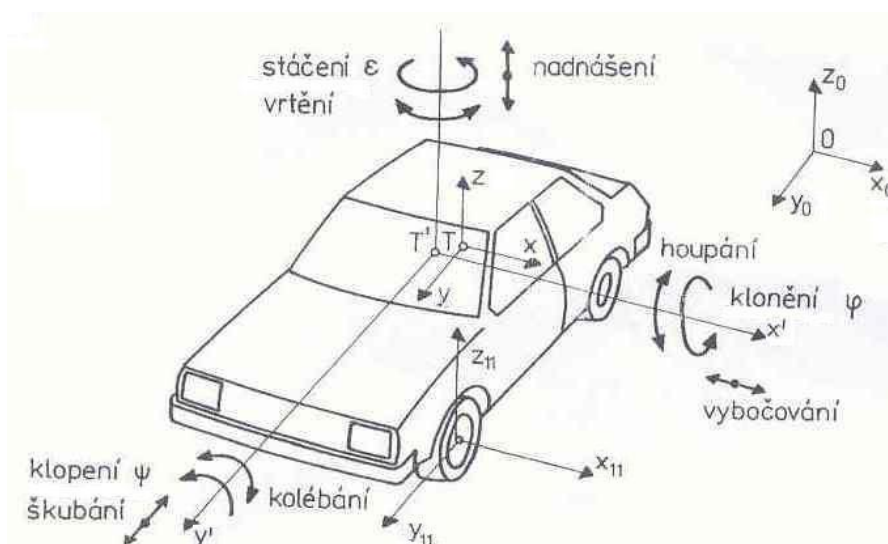
K hlavně kola se připojuje plynokapalinový tlumič Reiger, který je uchycen v karoserii speciální přírubou „topmount“ vyrobené z pevnostní lehké slitiny. Díky této přírubě je možné snadno nastavovat odklon kola a záklon rejdové osy, celkem existuje 14 verzí.

2.2 ZJIŠTĚNÍ POLOHY PRVKŮ NÁPRAV A MOŽNOSTI NASTAVENÍ

Pro možnost vytvoření 3D kinematického modelu, schématu pro grafické zjištění hodnoty Anti-Dive a možnosti budoucího vytvoření virtuálního modelu nápravy pro jednoduchou optimalizaci nastavení podvozku bylo nutné získat souřadnice klíčových bodů nápravy. Jako jsou A, B-body ramen, topmount a střed kola. Vzhledem k variabilitě, kterou tento podvozek nabízí a snaze jejího maximálního využití bylo nutné zjistit nejen

současné polohy bodů, ale i jejich krajní možnosti a případně i ostatní možnosti, když není možné plynulé odstupňování.

K tomuto měření bylo nutné zavést souřadný systém se středem



Obr. 12 Souřadné systémy a názvy jednotlivých pohybů karoserie| zdroj: [2]

umístěným ve vertikálním průmětu těžiště na vozovku. Osu x tvoří příčná osa vozidla s kladným smyslem směrem nalevo, osu y tvoří podélná osa vozu s kladným smyslem směrem k přední části vozidla a osa z směřuje od vozovky nahoru. Naměřené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 1. Některé rozměry nejsou na levé i pravé straně stejné, to je dáno možnou nepřesností karoserie a také odchylkou při měření. A-bod předního ramene umožňuje pohyb kloubu ve vertikálním směru, zajištěný výměnou rozpěrek. Celkem je možný pohyb 14 mm, díky úpravám popsáním

v kapitole 4.1 Optimalizací kinematiky přední nápravy se rozdíl krajních možností umístění kloubu zvětšil na 20 mm.

B-bod předního ramene umožňuje stejné možnosti jako A-bod, pouze celkový možný pohyb je jen 13 mm a po úpravě 19 mm.

Při použití přední nápravnice šotolinové verze se všechny body nápravy (A, B-body uchycení ramen a dosedací plochy řízení) nacházejí o 7 mm níže, ostatní rozměry a možnosti nastavení se nemění.

Topmount je velice variabilní jak v podélné, tak i v příčné ose vozidla, z důvodu nutnosti nastavování odklonu kola a záklonu rejdové osy. Variabilitu zajišťuje



Obr. 13 Topmount pravého předního kola, excentricita 15 směrem dozadu, verze pro větší odklon, nastavení minimálního odklonu

výměnná příruba zvaná topmount, ve které je umístěn unibal pro uchycení tlumiče pérování. Tento kloub bývá umístěn v různých místech jednotlivých topmountů, jejich výměnou je zajištěno nastavování. Pokud leží osa unibalu v podélné ose topmountu, pak se označuje 0, excentricita je odstupňována po 5 mm a značí se podle velikosti excentricity, tedy 5, 10 nebo 15.

Tímto se nastavuje záklon rejdové osy. Otočením topmountu o 180° zajistíme celkovou možnost nastavení

až 30 mm. Osa unibalu ale neleží v příčné ose topmountu, je vychýlena o 10 mm. Opět je tedy možné topmount otočit a díky 20 mm širokým drážkám kterými vedou závrtné šrouby k upevnění do karoserie je možný celkový rozsah polohy unibalu v příčné ose vozidla 40 mm. Vždy pokud jsou svorníky ve vnější krajní poloze drážek se unibal nachází uprostřed možnosti nastavení. Naopak ve vnitřních krajních polohách je unibal vychýlen 20 mm. Pro pokrytí všech excentricit existují čtyři verze, což vyplývá ze současné kombinace dvou excentricit ve dvou směrech. Navíc to vše pro verze 0, 5, 10 a 15, tudíž cekem existuje 14 verzí.

Poloha kola je zásadní pro každé kinematické schéma, náčrt a grafické řešení různých problémů. Polohu středu kola v jízdní výšce doplňují data poloh i ve stavu



*Obr. 14 Příruba A-bodu zadního ramene
vlevo ekcentrická, vpravo symetrická*

maximálního stlačení a vyvěšení, mimo jiné toto vypovídá o změně rozchodu kol a rozvoru náprav při chodu tlumiče.

A bod zadního ramene je spojen s nápravnicí pomocí příruby, která může být souměrná, nebo excentrická o 7,5 mm, s tím souvisí možnost otočení a celkový rozsah 13 mm ve vertikálním směru.

Nápravnice umožňuje 2 polohy uchycení vzdálené 21 mm opět vertikálně, z toho vyplývá maximální možný rozsah 34 mm.

B-bod zadního ramene umožňuje pouze dvě pevně dané polohy bez možnosti plynulého nastavování nebo odstupňování. Rozdíl mezi těmito polohami činí 20 mm ve svislém směru.



*Obr. 15 Uchycení zadního ramene do nápravnice, vlevo: nápravnice Evo III,
vpravo nápravnice Evo I a II s přírubou pro uchycení A- bodu.*

U zadní nápravnice verze Evo III, která je upravená pro možnost vedení výfukového potrubí pod nápravnicí, se liší i možnosti uchycení ramen. A-bod u této verze umožňuje plynulé nastavení pomocí výměnných rozpěrek s maximálním rozsahem 19 mm, opět je po níže popsaných úpravách možné zvětšit rozsah až o dalších 6 mm. Polohu B-bodu u této verze nápravnice není prakticky možné měnit. Rozpěrky umístěné v horizontálním směru rovnoběžně s podélnou osou vozidla plní funkci kompenzace změny rozteče kloubu A a B při změně vyšroubování unibalů A-bodu.

Mezi další variabilní prvky kinematiky přední nápravy patří unibal A bodu ramene, který je v rameni našroubován a zajištěn maticí, vyšroubováním tohoto unibalu se dosáhne většího rozchodu kol, menšího záklonu rejdové osy a zejména se nastavuje správná poloha kloubu hnací hřídele tak, aby v mezních situacích nedocházelo ke kolizi uvnitř kloubu a následné destrukci kloubu.

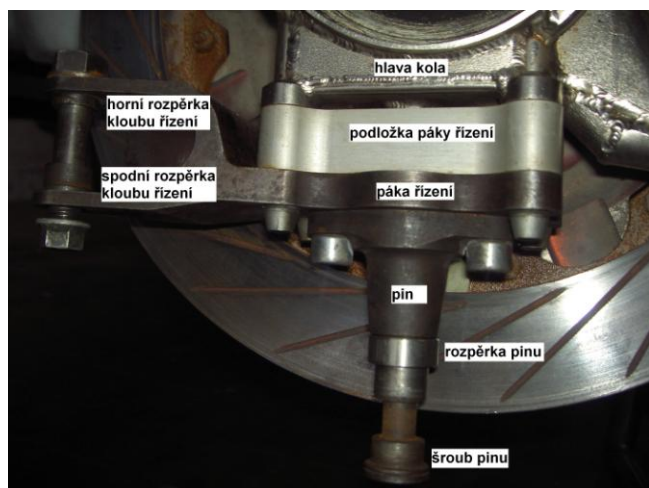
Dále je zde možnost použít různé typy pák řízení, které se upevňují pomocí pevnostních svorníků ke spodní části hlavy kola. Na obr.16 se nachází různé typy pák řízení, označení 544 025 a 544 045 znamená levou resp. pravou páku řízení s přesazením polohy svorníku pro uchycení kloubu řídící tyče o 31 mm, což zajišťuje lichoběžník řízení. 544 025 G a 544 045 G se liší od předchozí verze pouze pozicí vidlice pro uchycení kloubu řízení, která je posunuta o 20 mm výše, tento rozdíl je znázorněn na obr. 16. Páky řízení 544 025 C a 544 045 C se liší od asfaltových posunutím vidlice směrem



Obr. 16 Různé typy pák řízení, zleva:
544 024 B s nástavcem, 544 025,
544 025 A, 544 044 A, 544 044 a 544 043
B s nástavcem



Obr. 17 Rozdíl mezi asfaltovou 544 044 A
(vlevo) a šotolinovou 544 025 G (vpravo).

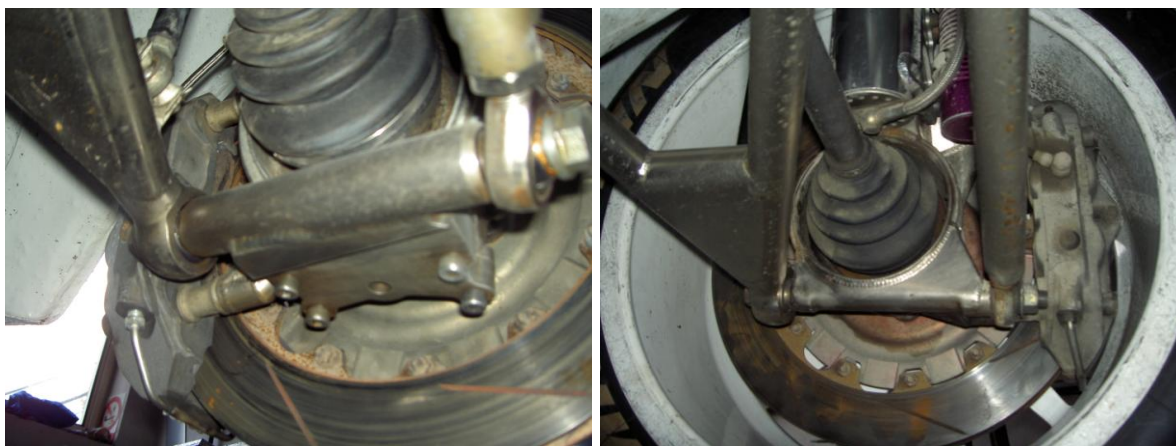


Obr. 18 Podložka páky řízení o výšce
23 mm, páka řízení 544 025A, pin o délce
42 mm, rozpěrka pinu 10 mm a šroub pinu

nahoru dokonce o 35 mm. 544 025 A a 544 045 A vychází z první zde uvedené verze, tentokrát ale s přesazením 41 mm, zajišťující větší lichoběžník řízení. Z dalších například 544 043 B a 544 024 B označující šotolinovou verzi (výrazné vychýlení vidlice ve svislém směru) s přesazením kloubu řízení pouze 13 mm. Vidlice pro umístění kloubu řídící tyče je natolik široká, že umožňuje umístění

rozpěrek, použití různých rozpěrek dovozuje minimalizaci nežádoucího efektu Bump-steer. Mezi hlavu kola a páku řízení se obvykle pro asfaltový podvozek vkládá duralová podložka o výšce 23 mm, existují ale také podložky s výškou 11 nebo 33 mm. Koncový kloub ramene (C-bod) se s hlavou kola spojuje pomocí tzv. pinu, tedy čepu, který se vsune do unibalu v rameni a pomocí příruby na druhém konci se přes páku řízení a případnou podložku přišroubuje k hlavě kola. Opět existuje více verzí, které se navzájem liší délkou od dosedací plochy na páku řízení po dosedací plochu na unibal v rameni, maximální délka je 42 mm. Pro finální optimalizaci se používají rozpěrky, které se nasazují přímo na pin a tím posouvají unibal ramene o daný rozměr níže. Nejvyšší používaná rozpěrka má výšku 10 mm.

Na zadní nápravě je stejně jako na přední možné nastavit délku vyšroubování A-bodu ramene. U verze Evo I ale další optimalizace nebyla možná, neboť byla použita speciální hlava kola, vybavená otvorem pro svorník spojující unibal ramene v přední části s unibalem spojovací tyče v zadní části. Pro verzi Evo II a Evo III se i na zadní nápravě použily univerzální hlavy kola, jaké byly doposud použity pouze na přední nápravě. Tato změna umožnila spojení hlavy kola se svorníkem ramene a spojovací tyče pomocí speciální příruby, kterou bylo možné otáčet nebo vypodkládat stejnými podložkami, jaké se využívají na přední nápravě k podložení páky řízení. Navíc těchto přírub bylo vyrobeno několik verzí, liší se především sklopením trubky pro hlavní svorník v horizontální rovině.



Obr. 19 Uchytení zadního ramene do hlavy kola, vlevo: hlava kola Evo II a III s přírubou, vpravo hlava kola Evo I

		Levá			Pravá		
		x	y	z	x	y	z
Přední náprava							
A	střed kloubu	312	1124	156	-312	1124	159
	krajní možnosti	-	-	146/165	-	-	149/169
B	střed kloubu	349	826	161	-346	826	161
	krajní možnosti	-	-	151/170	-	-	151/170
Topmount	střed kloubu	564	1022	788	-563	1026	789
	max. odklon	582	1021	791	-582	1026	793
	min. odklon	544	1021	785	-543	1026	787
	max. záklon	-	1007	-	-	1011	-
	min. záklon	-	1037	-	-	1031	-
Kolo	vyvěšeno	776	1081	213	-776	1082	213
	jízdní výška	788	1088	312	-787	1088	312
	stlačeno	788	1088	379	-787	1088	379
Zadní náprava							
A	střed kloubu	199	-1208	256 nebo 277	-198	-1211	255 nebo 276
	krajní možnosti	-	-	248,5 / 284,5	-	-	247,5 / 283,5
B	střed kloubu	155	-1530	240 nebo 260	-153	-1531	239 nebo 259
Topmount	střed kloubu	559	-1412	828	-559	-1414	825
	max. odklon	579	-1412	832	-577	-1414	829
	min. odklon	539	-1412	825	-540	-1414	822
	max. záklon	-	-1427	-	-	-1429	-
	min. záklon	-	-1397	-	-	-1397	-
Kolo	vyvěšeno	775	-1396	252	-774	-1395	252
	jízdní výška	784	-1405	312	-781	-1400	312
	Stlačeno	783	-1413	387	-782	-1410	387

Tab. 1 Naměřené hodnoty poloh důležitých bodů náprav

2.3 VÝCHOZÍ NASTAVENÍ NÁPRAV

Nastavení uchycení prvků náprav a použití daných verzí dílů vycházelo z posledních set-upů továrního týmu Škoda Motorsport. Nastavení zavěšení používané před optimalizací jsou pro Octavii WRC 09 uvedené v tabulce 2. Originální set-up ze Škody Motorsport je uveden na obrázku 19.

Octavia WRC 09 je osazena zadní nápravnicí Evo II, která na rozdíl od nápravnice Evo III nabízí výrazně větší variabilitu nastavení.

PODVOZEK	Přední	Zadní
Velikost ráfků	8 x 18" ET17	
Sbíhavost	2	2
Odklon	2°10`	2°00`
Záklon	8°30`	
Uchycení kloubů	horní / spodní rozpěrka	horní/spodní (přední/zadní) rozpěrka
Přední kloub ramene	11 / 5	2 / 2
Vyšroubování kloubu	48	55
Zadní kloub ramene	5 / 9	7,5 / 7 - nahoře
Čep řízení, příruba A bod	12 / 0	nahoře, ekc.: 0
Podložky pod hlavy kol	23	23
Páka řízení, příruba	L:544 025, P:544 044	asfalt ŠM evo III
Pin, rozpěrka pinu	43	10
Topmount	10 dozadu	5 dopředu
Nápravnice	RAF 009A/20	evo II
Řízení	S 09/01	

Tab. 2 Výchozí nastavení parametrů podvozku Octavia WRC 09. | Zdroj: [rexteam.setup.rtb](#) – list Bratislava 09

Specifikace podvozku vozu Octavia WRC

Podnik: Rally Bohemia 2001

Vůz (doprovod): Bruno Thiry

Datum: 11.6.2001

Přední náprava

Nápravnice - typ	asfalt	Nápravnice - číslo	544003
Přední kloub ramene - bod A			
Spodní rozpěrka	444009G - 11,2	Horní rozpěrka	444009H - 5,2 Vyšroubování kloubu Ay 47mm
Zadní kloub ramene - bod B			
Spodní rozpěrka	444011E - 5,2	Horní rozpěrka	444011D - 9,2
Vnější kloub ramene - bod C			
Čep ramene	444025 - 13,1mm	Vložka čepu ramene	vložka 444026B - 17,2mm - celkem 30,3mm
Řízení			
Typ řídicí páky	Sotolina	Spodní rozpěrka	6 mm Horní rozpěrka 6 mm
Řízení			
Typ řízení	Steertec	Číslo řízení	Převod

Zadní náprava

Nápravnice - typ		Nápravnice - číslo	454040
Přední kloub ramene - bod A			
Uložení spodní	ne	Uložení horní	ano Vyšroubování kloubu Ay 42,3mm
		Uchytka ramene nápravy 454041	
Zadní kloub ramene - bod B			
Uložení spodní	ne	Uložení horní	ano

Obr. 20 Set-up Škoda Motorsport – Bruno Thiry, Rally Bohemia 2001| Zdroj: [archiv Rexteam](#)

2.4 ZJIŠTĚNÍ POLOHY A VÝŠKY TĚŽIŠTĚ

Poloha těžiště velmi ovlivňuje vyváženost auta. Pokud je těžiště příliš vzadu, pak je přetáčivé a naopak těžiště vpředu vyvolává nedotáčivost. Je to způsobeno poměrem odstředivých sil přenášených jednotlivými nápravami. Ideální poloha těžiště u vozu s pohonem všech kol se pohybuje v polovině vzdálenosti mezi nápravami. Výška těžiště pak působí na podélné a příčné klopení karoserie při akceleraci, brzdění nebo průjezdu zatáčkou. Jako ukazatele těchto jevů používáme rameno klopného momentu pro příčné naklápění (kolébání), Anti-Dive při brzdění a Anti-Squat při akceleraci pro podélné naklonění (houpání). Z těchto důvodů se požaduje minimální výška těžiště.

Poloha a výška těžiště se vypočítá na základě zatížení jednotlivých náprav, které se musí nejprve změřit. Použil jsem k tomu váhy, které umožňují nezávislé zatížení jednotlivých kol automobilu.

Před vážením je nutné připravit vozidlo do provozních podmínek, ve kterých se při automobilových soutěžích nejčastěji vyskytuje. Správně nastavená jízdní výška a rovnoměrný tlak vzduchu v pneumatikách je samozřejmostí pro každé podobné měření. Škoda Octavia WRC disponuje palivovou nádrží s kapacitou 75 litrů, pouze

PARAMETRY MĚŘENÍ	
Jízdní výška [mm]	124/330
Palivo [l]	36
Náplň ostřikovačů [l]	0,8
Rezervní kola	1* (vzadu)
Nářadí	klíč na kola hydraulický zvedák
Náhradní díly	žádné
Rozvor náprav [mm]	2490
Poloměr kola [mm]	312,8

Tab. 3 Parametry měření pro zjištění polohy a výšky těžiště

pro Rally Safari byla použita nádrž s kapacitou 120 l. Při národních závodech, kterých se Rexteam s tímto vozem především účastní, bývá obvykle v tankovacích zónách tankováno 40 až 60 litrů paliva, což je závislé na délce rychlostních zkoušek a spojovacích úseků dané sekce do další tankovací zóny. Proto jsem jako optimální střed pro vážení zvolil 36 litrů benzínu. Objem vody v nádobce ostřikovačů čelního okna jsem také zvolil polovinu maximálního kapacity, tedy 0,8 l. Objem nádoby je 1,5 l. Škoda Octavia WRC umožňuje uchycení dvou rezervních

kol. Jedno v prostoru, kde se v sériových vozech nachází zadní sedadla a druhé vzadu v kufru. Většinou jezdci požadují pouze jedno rezervní kolo z důvodu nižší hmotnosti soutěžního automobilu. To se umísťuje do zadního uchycení, protože slibuje velmi snadnou přístupnost a možnost rychlejší demontáže. Druhé rezervní kolo se vozí pouze v případě nejistých povětrnostních podmínek a jezdec si pak veze dvě kola jiné směsi a dezénu, než jaké nasadil na vozidlo. Během sekce si pak může použít tato dvě kola na nápravu, na které chce použít jiné pneumatiky. Další zátěž, která se může při různých podnicích lišit, bývá nářadí a náhradní díly. Záleží především na požadavcích a zručnosti jezdce a prioritách při daném závodě. Pokud je nutný co nejlepší výsledek, veze se minimum nářadí a náhradních dílů, neboť je nutná minimální hmotnost soutěžního vozu. Naopak pokud je hlavní priorita dokončit závod, veze se mnoho dílů a nářadí, protože zvyšuje šanci na dojetí do cíle a hmotnost pak má druhořadou roli. Při vážení jsem neuvažoval žádné náhradní díly a z nářadí pouze klíč na kola a hydraulický zvedák. Pro zjištění polohy těžiště je nutné změřit rozložení hmotnosti na jednotlivá kola v rovině, k získání údajů nutných pro výpočet výšky těžiště se musí jedna náprava přizvednout vůči druhé nápravě o výšku h . Malé h nevyvolá příliš velký rozdíl zatížení náprav oproti měření na rovině. Při velkém h se naopak projeví stlačení pružin pérování nižší nápravy. Z těchto důvodů jsem použil podložku o výšce $h=200\text{ mm}$. Naměřené hodnoty jsou uvedené v tabulce 4.

přizvednutí nápravy	NAMĚŘENÉ HODNOTY		celkové zatížení náprav
200mm	Λ		
	347,5	351,0	698,5
	277,0	258,0	535,0
	Σ		1233,5
	Λ		
	337,0	351,0	688,0
	287,0	259,0	546,0
	Σ		1234,0

Tab. 4 Naměřené hodnoty zatížení jednotlivých kol

Momentová rovnováha:

$$m * l_p = m_z * l \quad 1).$$

Vzdálenost těžiště od přední nápravy:

$$l_p = \frac{m_z}{m} * l = \frac{535}{1233,5} * 2490 = 1088 \text{ mm} \quad 2),$$

vzdálenost těžiště od zadní nápravy:

$$l_z = l - l_p = 2490 - 1088 = 1402 \text{ mm} \quad 3),$$

rozložení hmotnosti:

$$x = \frac{l_p}{l} * 100 = \frac{1088}{2490} * 100 = 43,7\% \quad 4).$$

Odvození vzorce pro sklon automobilu s přizvednutou přední nápravou:

$$\sin \beta = \frac{h}{l} \quad 5),$$

$$\beta = \arcsin \frac{h}{l}$$

po dosazení do 5), sklon automobilu při podložení přední nápravy:

$$\beta = \arcsin \frac{200}{2490} = 4,607^\circ \quad 6).$$

Odvození vzorce pro výpočet výšky těžiště z momentové rovnice skloněného automobilu:

$$m'_z * l * \cos \beta - m * [l_p * \cos \beta + (h_t - r_s) * \sin \beta] = 0$$

$$m'_z * l * \cos \beta - m * l_p * \cos \beta - h_t * m * \sin \beta + r_s * m * \sin \beta = 0$$

$$h_t = \frac{r_s * m * \sin \beta - m'_z * l * \cos \beta - m * l_p * \cos \beta}{m * \sin \beta} \quad 7),$$

$$h_t = \frac{m'_z * l - m * l_p}{m * \tan \beta} + r_s$$

po dosazení do 7), výška těžiště:

$$h_t = \frac{546 * 2490 - 1234 * 1088}{1234 * \tan 4,607^\circ} + 312,841 = 483,281 \text{ mm} \quad 8).$$

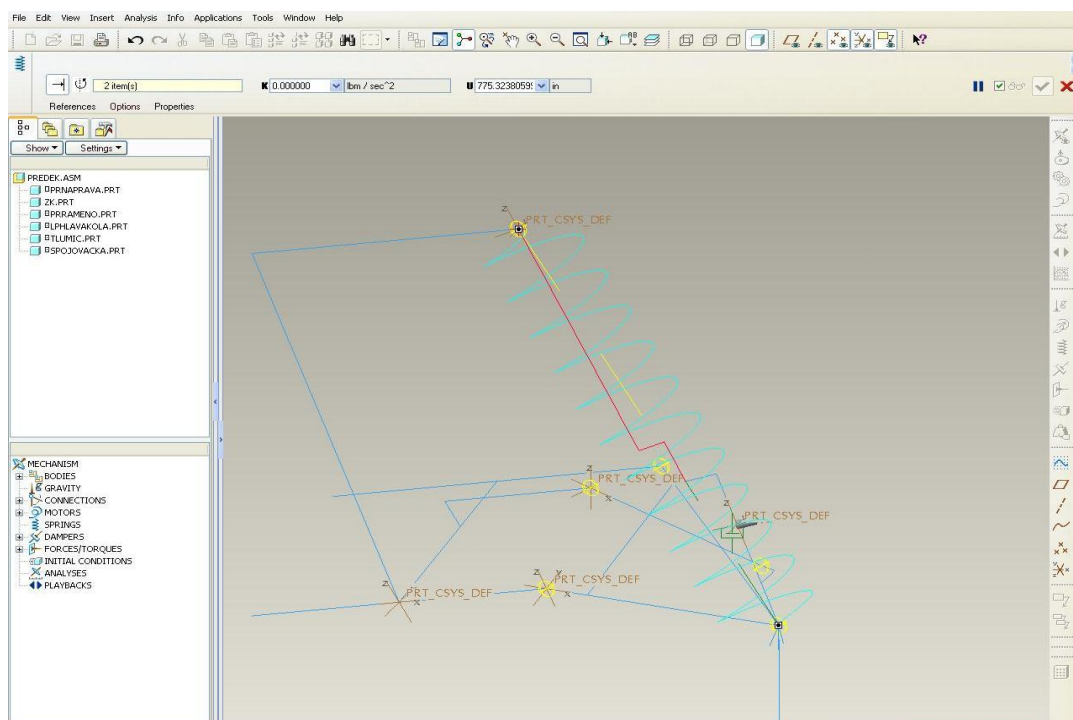
Vzorce pro výpočet polohy a výšky těžiště vyjádříme z momentové rovnováhy. Výpočtem jsem zjistil, že těžiště se nachází ve 43,7% vzdálenosti mezi přední a zadní nápravou.

Výška těžiště se nachází 483,3 mm nad vozovkou.

3 KINEMATICKÝ 3D MODEL NÁPRAVY

Současná úroveň výpočetní techniky umožňuje vývoj nebo optimalizaci kinematiky zavěšení náprav naprosto přesně a při použití vhodného programu, správném vložení výchozích dat a zkušenostech obsluhy i velmi rychle a snadno.

Proto i jedním z úkolů této práce bylo vytvořit 3D kinematický model náprav, který by sloužil pro další vývoj. Jako program pro vytvoření tohoto modelu jsem zvolil ProEngineer, který je používán i při výuce na TUL. Navíc nabízí i funkce pro zkoumání kinematiky. Na obr. 21 je model zavěšení levého předního kola vytvořený přesně tak, jak se klouby nacházejí ve skutečnosti. Program umožňuje umístění pružiny s možností nastavení její tuhosti a stejně tak i tlumiče, jak je vidět na obr. 21. Tento různé aplikace programu ProEngineer umožňují zkoumání kinematických nebo dynamických vlastností, kontroly napětí a kolizí.



Obr. 21 Vytvořený 3D kinematický mechanismus v programu ProEngineer

Optimalizace kinematiky pomocí tohoto programu byla již při tvorbě zadání této práce zamítnuta z důvodu velké složitosti, a proto se tato kapitola týká pouze vložení dat do programu a vytvoření kinematického mechanismu přesně podle skutečných dat.

Pro zkoumání kinematiky je pak nutné v sekci programu Mechanizm pomocí aplikace Kinematics vložit kontrolní body, jejichž polohy bude program zjišťovat.

4 NÁVRH OPTIMALIZACE KINEMATIKY PODVOZKU

4.1 OPTIMALIZACE KINEMATIKY PŘEDNÍ NÁPRAVY

Největšími nedostatky původního stavu kinematiky zavěšení přední nápravy Octavie WRC bylo naklápění karoserie při brzdění, tedy nízký Anti-Dive a nepříznivý Bump-steer.

Nejpřesnější metoda by spočívala v použití speciálního softwaru pro optimalizaci kinematiky sportovních vozů, ale cena její licence tuto cestu vylučuje. Proto jsem se rozhodl provést optimalizaci a měření reálně přímo na voze. Jako nástroj pro toto měření bylo nejvýhodnější použít přípravek určený ke kontrole geometrie náprav v servisní zóně při rally. Tento přípravek je zobrazen na obr. 22. Skládá se z trnu, který se zasune



Obr. 22 Metoda kontroly Bump-Steer

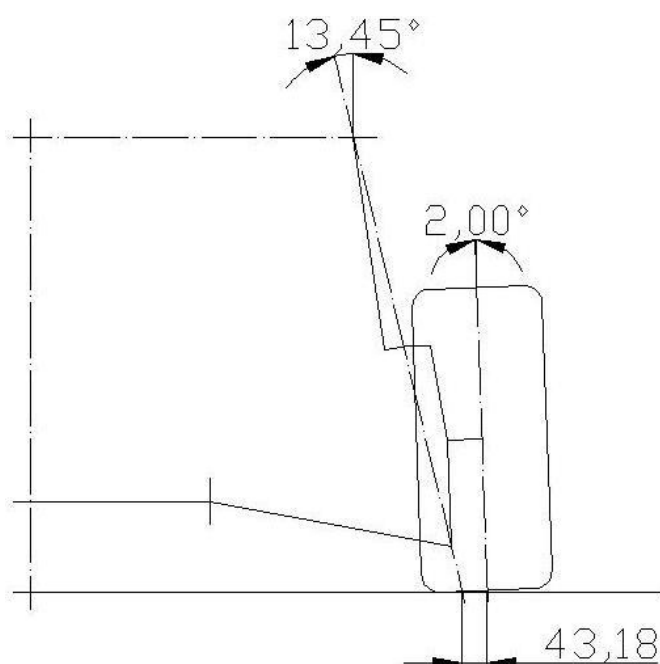
do speciálního otvoru v B-sloupku karoserie a pravítka, které se nasune do náboje kola a přimontuje se pomocí matky k prodlouženému svorníku hnací hřídele. Na trnu jsou v drážce uvázány dva provázky, jeden pro přední nápravu a druhý pro zadní: Provázek se napne přes pravítko a díky dvěma nastavitelným měřítkům se zjistí hodnota sbíhavosti. Každému kolu přísluší dané pravítko. Je zapotřebí přesné nastavení geometrie klasickou metodou a následné zkalibrování měřítka při vyvěšeném tlumiči. Je možné zaznamenat více verzí. Mezi největší výhody tohoto systému patří jednoduchost, možnost kontroly a velmi rychlého nastavení sbíhavosti při zvednutí autě. K získání přesné hodnoty tento princip nevyužívá disk kola, takže je vyloučena nepřesnost daná ohnutím ráfku.

Metoda měření Bump-Steer znázorňuje obr. 22, bylo zapotřebí vymontovat pružinu pérování, která by neumožnila pohyb až k maximálnímu stlačení. Tato metoda posloužila k ověření principů a vlivů jednotlivých změn. Pro konečnou optimalizaci je nutné měřit sbíhavost klasickou metodou na celé nápravě, protože do měření

pravítkem se projevuje změna rozchodu kol a částečně i vliv odklonu kola při maximálním stlačení.

V tabulce 5 jsou uvedeny naměřené hodnoty sbíhavosti pro daná měření, která jsou označena písmeny A-O, navíc jsou průběhy sbíhavosti v závislosti na poloze tlumiče znázorněny v grafu na obr. 25. V tabulce 5 jsou také uvedeny kinematické hodnoty Anti-Dive ve stupních, celkový Anti-Dive v procentech (pro poměr brzdných momentů $p_b=0,6$), záklon rejdové osy ve stupních a závlek v milimetrech. Tyto hodnoty vychází z náčrtů uvedených na obr. 24. Hodnoty záklonu rejdové osy se podle nastavení zavěšení pohybují mezi $8,13^\circ$

a $8,72^\circ$, což nemá na jízdní vlastnosti zásadní vliv. Stejně tak závlek se pohybuje mezi 36 a 39 mm. Hodnotu závleku zmenšuje vyosení pouzdra ložiska hlavy kola o 8 mm ve směru jízdy. Pokud by byl závlek nižší jak 30 mm, pak by mohl moment vyvolaný odporem valení na poloměru rejdu výrazně převýšit moment vyvolaný působením boční síly na kolo ve stykové ploše s vozovkou. To by mělo za následek nemožnost řidiče kontrolovat boční vedení kola a následné pozdní reakce na ztrátu adheze. Hodnoty příklonu rejdové osy a poloměru rejdu se také při různých nastaveních výrazně neměnily. Odvození těchto parametrů vyplývá z obr. 23. Poloměr rejdu dosahuje 43,18 mm a příklon rejdové osy $13,45^\circ$.



Obr. 23 Grafické vyjádření poloměru rejdu a příklonu rejdové osy

Ve výchozím stavu (měření A) dosahovaly hodnoty průběhu Bump-steer při vyvěšení přípustných hodnot, na rozdíl od propérování, kdy při největším stlačení tlumiče nastala rozbíhavost 7 mm. Vlastnost zavěšení zachycovat brzdné síly měla hodnotu $3,87^\circ$.

Měření B, C, D, E se lišila výškou použitých rozpěrek pinu (C-bodu) a kloubu řízení (E-bodu). Navržené nastavení však požadované zlepšení průběhu Bump-Steer nepřineslo, spíše naopak.

Z hodnot předešlých měření bylo možné vytvořit nastavení, které již dosahuje žádaných vlastností. Výsledky měření Bump-Steer nastavení F splnily očekávání a již nebylo zapotřebí je zlepšovat. Hodnoty Anti-Dive však stále zůstaly stejně nízké, jako před optimalizací (nastavení A).

Pro maximální zvýšení hodnoty Anti-Dive bylo zapotřebí sklopit rameno. Proto bylo nutné změnit polohy uchycení ramen do nápravnice, což znamenalo maximální posunutí bodu A dolu a bodu B nahoru, aby sklonění ramene bylo maximální, došlo k obrobení unibalů o 3 mm na jedné straně, na druhou stranu se pak musela vyrobit o 3 mm vyšší rozpěrka. Těmito úpravami se Anti-Dive zvýšil o 86%. Přitom i průběh sbíhavosti byl velmi příznivý (měření G).

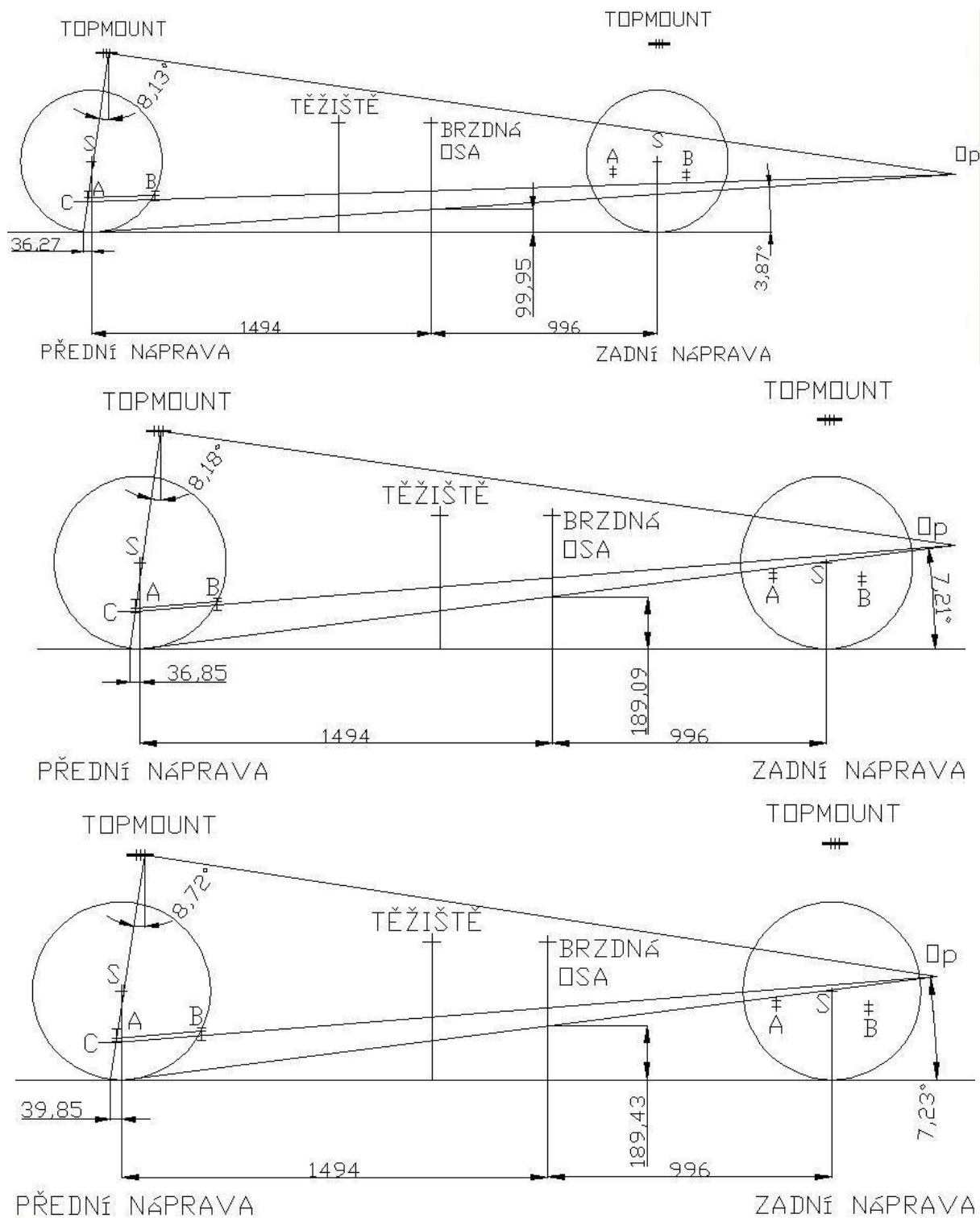
Snahou dalších měření bylo dosáhnout podobně příznivého průběhu Bump-Steer s rozpěrkou pinu (C-bodu) o výšce 10 mm, která nepatrně snižuje hodnotu Anti-Dive, ale současně zmenšením ramene klopného momentu zvyšuje schopnost karoserie odolávat naklápění. Výsledkem je nastavení J, které splňuje všechny předchozí požadavky.

Pro zvýšení efektu Anti-Dive došlo k použití topmountu s excentricitou 15 mm zajišťující maximální možný záklon rejdové osy. Posunutím vrchního uložení tlumiče směrem dozadu o 5 mm došlo ke zvýšení Anti-Dive o 1,5% a zvětšení záklonu rejdové osy z $8,18^\circ$ na $8,72^\circ$. Toto nastavení vyžaduje pro co nejlepší Bump-Steer horní rozpěrku kloubu řízení vysokou 5 mm a spodní vysokou 7 mm (nastavení L)

V továrním týmu byly v rámci vylepšení chování vozidla vyvinuty páky řízení s vykloněním kloubu řízení 41 mm oproti původním 31 mm. To mělo za následek větší lichoběžník řízení a s tím související větší zvýšení rozbíhavosti kol v rejdech. Tyto páky řízení byly použity při měřeních M, N a O, které se liší pouze použitím rozpěrek unibalu kloubu řízení.

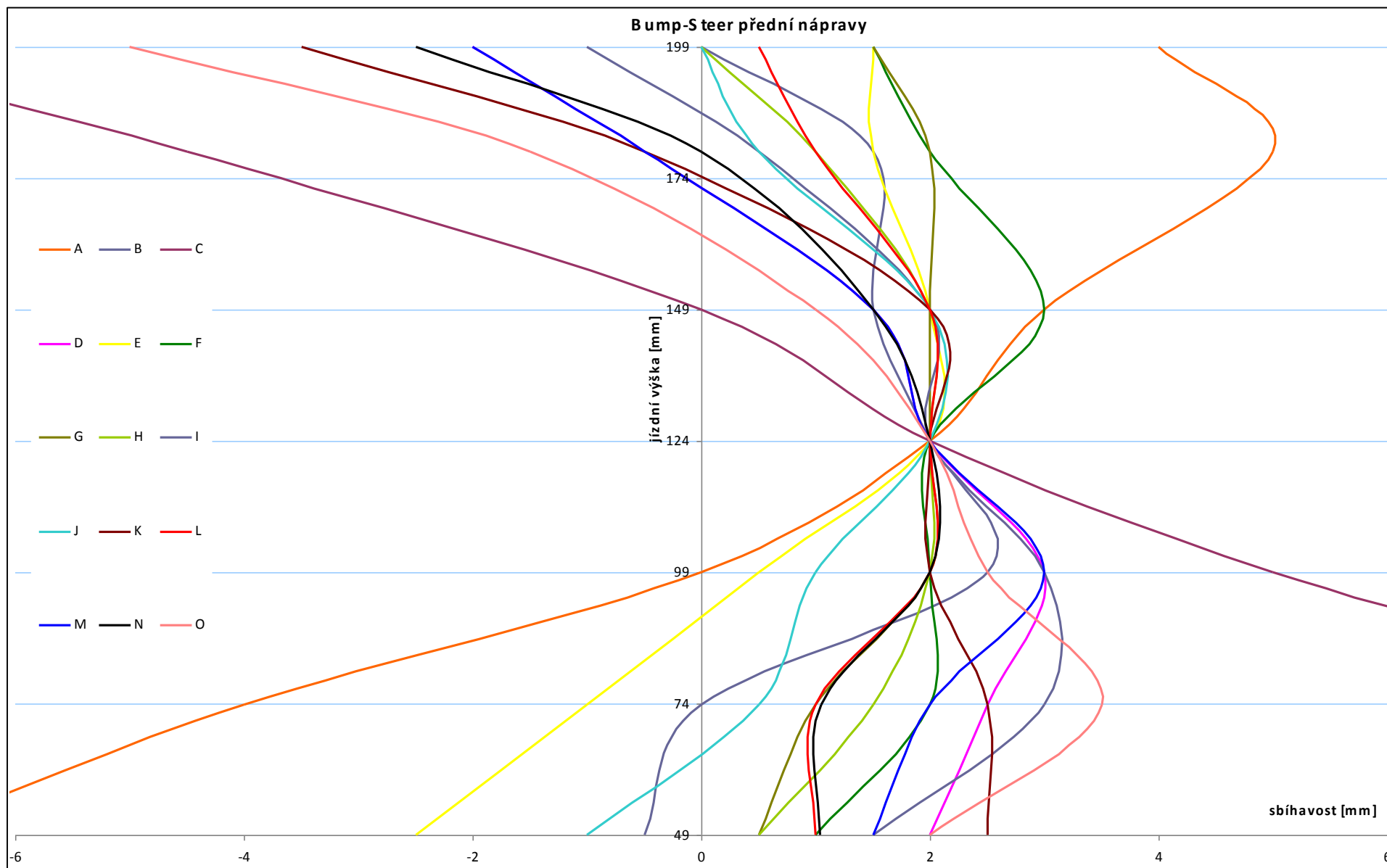
Nejoptimálnější z hlediska efektu Bump-Steer je nastavení N s rozpěrkami kloubu řízení 8/4 mm (horní/spodní). Rozbíhavost 2,5 mm při maximálním vyvěšení je jedinou nevýhodou této verze, rozbíhavost při vyvěšení ale není tak nepříznivá jako při propérování, neboť je zde veliký rozdíl v přitlaku kola na vozovku mezi těmito extrémy.

Výsledkem této optimalizace jsou verze nastavení L (s menším lichoběžníkem řízení) a nastavení N (s větším lichoběžníkem řízení). Která verze je ideální už je možné posoudit pouze při testování, použitím obou verzí a na základě pocitů řidiče a porovnáním zajetých časů na stejné trati.



Obr. 24 Schémata odvození velikosti efektu Anti-Dive, závleku a záklonu rejdové osy.

Nahoře: nastavení A, uprostřed nastavení G a dole nastavení K, L, M, N a O.



Obr. 25 Průběhy Bump-Steer přední nápravy

PŘEDNÍ NÁPRAVA		nastavení														
prvek	parametr	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
A-bod	horní čočka	11	11	11	11	11	11	18	18	18	18	18	18	18	18	18
	spodní čočka	5	5	5	5	5	5	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)
	vyšroubování unibalu	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48	48
B-bod	horní čočka	5	5	5	5	5	5	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)	1 (-3)
	spodní čočka	9	9	9	9	9	9	17	17	17	17	17	17	17	17	17
C-bod	délka pinu	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42
	podložka pinu	6	8	0	7	7	6	6	5,5	10	10	10	10	10	10	10
	podložka páky řízení	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23
řízení	horní čočka unibalu řídící tyče	2	8	8	8	9	9	3	3	8	7	7	5	5	4	6
	spodní čočka unibalu řídící tyče	10	4	4	4	3	3	9	9	4	5	5	7	7	8	6
	páka řízení (544 0..) L,P	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25, 44	25A, 44A	25A, 44A	25A, 44A
	typ řízení	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01	S09/01
topmount	typ	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	15	15	15	15	15
	poloha	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu
grafické řešení																
Anti-Dive		kinematické	3,87°	3,86°	3,98°	3,85°	3,85°	3,87°	7,21°	7,25°	7,12°	7,12°	7,23°	7,23°	7,23°	7,23°
		celkové [%]	20,68	20,57	21,60	20,95	20,95	20,68	39,12	39,20	38,62	38,62	39,19	39,19	39,19	39,19
záklon rejdové osy			8,13°	8,14°	8,16°	8,14°	8,14°	8,13°	8,20°	8,21°	8,18°	8,18°	8,72°	8,72°	8,72°	8,72°
závlek			36,27	36,41	36,73	36,33	36,33	36,27	37,04	37,12	36,85	36,85	39,85	39,85	39,85	39,85
Bump-Steer																
poloha tlumiče		sbíhavost														
vyvěšení	199	4	0	-8	-2	1,5	1,5	1,5	0	-1	0	-3,5	0,5	-2	-2,5	-5
	179	5	1,5	-4,5	-0,5	1,5	2	2	1	0,5	0,5	-0,5	1	-0,5	0	-1,5
	149	3	1,5	0	1,5	2	3	2	2	2	2	2	2	1,5	1,5	1
jízdní výška	124	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
propérování	99	0	2,5	5	3	0,5	2	2	2	3	1	2	2	3	2	2,5
	74	-4	0	9	2,5	-1	2	1	1,5	3	0,5	2,5	1	2	1	3,5
	49	-7	-0,5	11	2	-2,5	1	0,5	0,5	1,5	-1	2,5	1	1,5	1	2

Tab. 5 Záznam optimalizace kinematiky přední nápravy

4.2 OPTIMALIZACE KINEMATIKY ZADNÍ NÁPRAVY

Optimalizace zadní nápravy byla nutná zejména kvůli velmi nepříznivému efektu Bump-steer, jako vedlejší pak kvůli efektu Anti-Lift.

Výchozí stav je označen jako A v tab. 6. Hodnoty sbíhavosti 12 mm při maximálním vyvěšení a rozbíhavosti 2 mm při stlačení vykazovaly přítomnost nežádoucí změny sbíhavosti při chodu tlumiče. Navíc hodnota Anti-Lift dosahovala pouze $3,32^\circ$.

Při druhém měření nastalo drobné zlepšení Bump-Steer, kdy se hodnoty sbíhavosti při stlačení téměř nemění. Ale veliká sbíhavost při vyvěšení se zlepšila jen nepatrně. Navíc hodnota efektu Anti-Lift klesla až na $-1,19^\circ$. Toto měření se od toho předchozího lišilo v poloze A-bodu ramene, který byl tentokrát umístěn ve spodní poloze. Bod vrchního uložení tlumiče byl posunut na krajní polohu směrem dopředu. Dále již nebyla použita 23 mm vysoká podložka mezi hlavou kola a přírubou pro uchycení ramene a spojovací tyče.

Výrazná minimalizace efektu Bump-Steer nastala při třetím měření, kdy byl i B-bod ramene umístěn do spodní polohy a navíc bylo vrchní uložení tlumiče posunuto o 25 mm směrem dozadu, což zvětšilo záklon rejdové osy a Anti-Lift.

Z důvodu snahy o dosažení maximální možné hodnoty Anti-Lift byl A-bod ramene uchycen do horní polohy, hodnota tohoto efektu se zvýšila na $2,88^\circ$. Tato změna ale opět zhoršila Bump-Steer, což je vidět na situaci označené D.

Měření E se lišilo od toho předchozího v opětovném použití podložky pod hlavou kola, která byla určena pro asfaltový podvozek. Avšak místo požadovaného zlepšení nastalo výrazné zhoršení Bump-Steer při propérování, kde nastává výrazná rozbíhavost. Tato změna má zcela jistě pozitivní vliv na velikost ramene klopného momentu, ale to je při této optimalizaci vedlejší, neboť příčný zkrutný stabilizátor umožňuje takový nedostatek minimalizovat.

Další negativní vliv na efekt Bump-Steer nastal při měření F, které se oproti měření D liší použitím symetrického vrchního uložení tlumiče, poloha uložení se tak posunula o 10 mm dopředu.

Při měření G byl na rozdíl od měření D použit starší model spodní příruby pro uchycení ramene, která není skloněná v horizontální rovině. Nicméně změna sbíhavosti při chodu tlumiče byla stále stejně nepříznivá.

Pro zajištění maximální hodnoty Anto-Squat byl B-bod ramene uchycen ve spodní poloze, čímž se dosáhlo zlepšení tohoto efektu o 139% oproti výchozímu nastavení

před optimalizací. Se změnou uchycení ramene do nápravnice nastalo zhoršení průběhu sbíhavosti (měření G).

Poměrně slušný Bump-Steer vykazuje nastavení H, které se od toho předchozího liší ve sklonu spodní příruby. Odůvodnění této změny je popsáno níže.

Drobné zlepšení přineslo opětovné použití posledních verzí spodních přírub hlavy kola a jejich otočení a s tím související záměna levé za pravou a naopak. Tato příruba je totiž skloněna v horizontální rovině, u spojovací tyče (vzadu) je bod kloubu blíže ke středu vozu než je tomu vepředu u C-bodu ramene (vepředu). Navíc je otvor, kterým prochází hlavní svorník mimo osu příruby. Pokud je otvor pod osou příruby, považuje se jako asfaltové nastavení. A naopak otvor nad osou příruby odpovídá šotolinovému podvozku, především kvůli zmenšení vyklonění ramene při roztažení dlouhého šotolinového tlumiče.

Z důvodu minimalizace nežádoucího efektu Bump-Steer a zachování příznivé hodnoty Anti-Squat bylo nutné naklopit přírubu spojující C-bod ramene, spojovací tyč a hlavu kola. A to



Obr. 26 Metoda provizorního naklopení příruby

ve směru naklopení osy procházející body uchycení ramene do nápravnice, díky kterému se získala příznivá hodnota Anti-Lift. Toto provizorní sklopení bylo provedeno použitím podložek mezi hlavou kola a přírubou na zadní straně, viz obr. 26. Zlepšení Bump-Steer, kterého se díky tomuto naklopení dosáhlo, je patrné z měření J-M. Jako neoptimálnější bylo naměřeno podložení příruby o 10,5 mm, kdy při chodu tlumiče o 150 mm se sbíhavost mění pouze o 1 mm, při maximálním propérování se sbíhavost na celé nápravě zvětšila pouze o 0,5 mm a při maximálním vyvěšení se zmenšila o 0,5 mm.

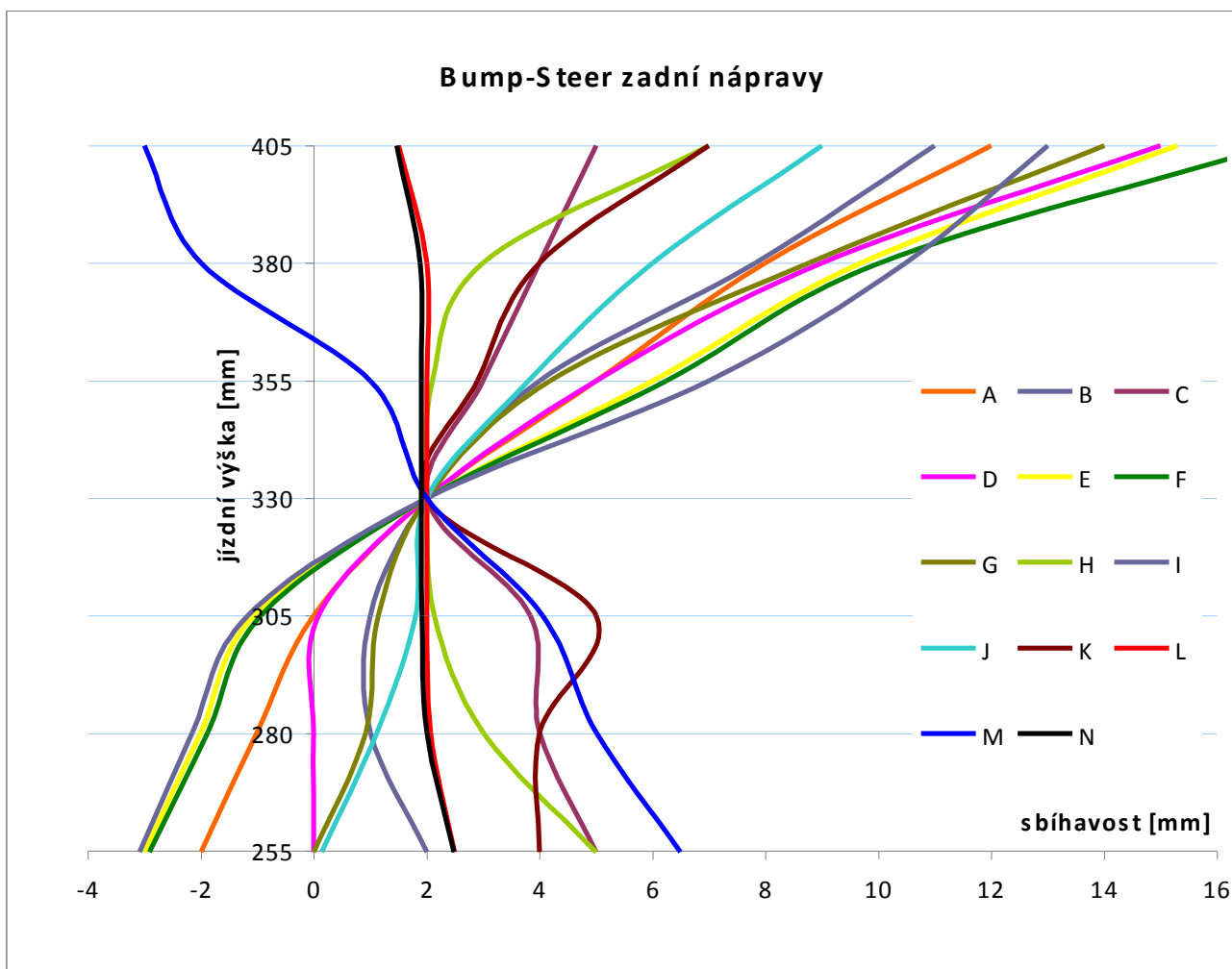
Podle těchto naměřených hodnot byly zhotoveny přípravky pro výrobu plnohodnotných dílů. Výroba byla provedena specializovanou firmou zabývající se výrobou specifických dílů pro motorsport. Byla použita stejná technologie, jakou byly vyráběny originální příruby po Škoda Motorsport, tedy ofrézování části přišroubované k hlavě kola, ze strany vyfrézovaná drážka pro vložení roury pro hlavní svorník a

nakonec svaření. Stejně tak byl použit materiál ČSN 15 130, totožný jako při výrobě originálních kusů.

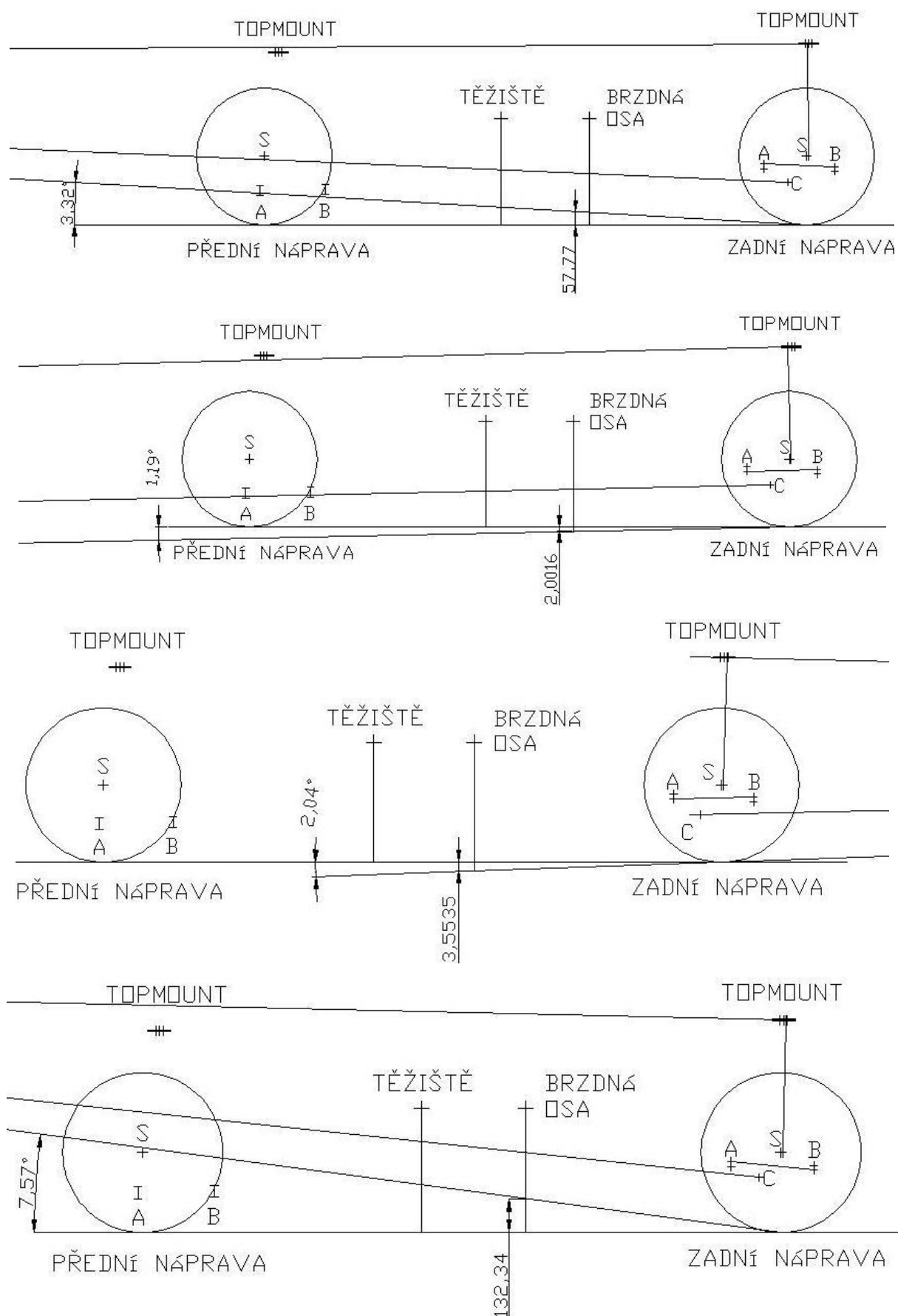
Hodnoty naměřené již s plnohodnotnými přírubami jsou označeny jako měření O.



Obr. 27 Nová příruba zadní hlavy kola



Obr. 28 Průběhy Bump-Steer zadní nápravy



Obr. 29 Schémata odvození velikosti efektu Anti-Lift. Nahoře: nastavení A, níže nastavení B, ještě níže nastavení C a dole nastavení H až N.

ZADNÍ NÁPRAVA		měření													
prvek	parametr	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N
A-bod	poloha držáku ramene	nahoře	dole	dole	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře
	excentricita držáku ramene	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	vyšroubování unibalů	39	39	39	39	39	39	39	39	39	39	39	39	39	39
B-bod	poloha uchycení ramene	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	nahoře	dole	dole	dole	dole	dole	dole	dole	dole
C-bod	typ příruby	Evo III	Evo III	Evo III	Evo III	Evo III	Evo III	Evo II	Evo II	Evo III	Evo III	Evo III	Evo III	Evo III	2010
	poloha příruby	asfalt	asfalt	asfalt	asfalt	asfalt	asfalt	asfalt	asfalt	šotolina	šotolina	šotolina	šotolina	šotolina	-
	podložka příruby	23	0	0	0	23	0	0	4,5 vzadu	0	6 vzadu	9 vzadu	10,5 vzadu	13,5 vzadu	0
topmount	typ	5	15	10	10	10	0	10	10	10	10	10	10	10	10
	poloha	dopředu	dopředu	dozadu	dozadu	dozadu	-	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu	dozadu
grafické řešení															
Anti-Lift	kinematický	3,32°	-1,19°	2,04°	2,88°	2,83°	3,27°	7,57°	7,57°	7,57°	7,57°	7,57°	7,57°	7,57°	7,57°
	celkový [%]	11,95	-4,15	-7,35	10,38	10,18	11,76	27,39	27,39	27,39	27,39	27,39	27,39	27,39	27,39
Bump-Steer															
poloha tlumiče			sbíhavost												
vyvěšení	405	12	11	5	15	15	17	14	7	13	9	7	1,5	-3	1,5
	380	8	8	4	9	10	10	9	3	10,5	6	4	2	-2	2
	355	5	4	3	5	6	6	4	2	7	4	3	2	1	2
jízdní výška	330	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
propérování	305	0	1	4	0	-1	-1	1	2	-1	2	5	2,0	4	2
	280	-1	1	4	0	-2	-2	1	3	-2	1	4	2	5	2
	255	-2	2	5	0	-3	-3	0	5	-3	0	4	2,5	6,5	2,5

Tab. 6 Záznam z optimalizace kinematiky zadní nápravy

4.3 JÍZDNÍ ZKOUŠKY A KOREKCE NASTAVENÍ

Prvním podnikem po optimalizaci kinematiky byla Rally Eger 2010 v Maďarsku. Chování vozidla se jevílo velice dobře, což se příznivě projevilo na pocitech řidiče a výsledných časech z rychlostních zkoušek, které bohužel nebylo možné porovnat s předchozími ročníky, neboť podmínky na trati se pokaždé lišily a srovnání by tak nebylo zcela objektivní. I přes velmi dobré jízdní vlastnosti pokračovala snaha o další zlepšení. Jako poslední doladění bylo zapotřebí provést drobné úpravy odklonu kola. Toto nastavení se liší podle charakteru trati, adheze mezi pneumatikou a vozovkou a stylu jízdy. Pokud je trať technická, je zapotřebí větší odklon umožňující přenos větší boční síly v zatáčkách. Naopak pro rovinatější tratě je výhodnější menší odklon, protože už není prioritní přenos bočních sil v zatáčkách a umožňuje větší přenos brzdných a akceleračních z kola na vozovku.

Pro co nejideálnější nastavení odklonu kola slouží metoda změření teploty dezénu pneumatiky na všech kolech. A to uprostřed pneumatiky, na vnějším a vnitřním okraji pneumatiky.

Při prvním měření dosahoval rozdíl teploty na pneumatice 6-11°C. Po zmenšení odklonu kola na přední nápravě a zvětšení na zadní dosahoval rozdíl teploty již pouze 2°C. Záznam z této optimalizace je uveden v tabulce 7.

ODKLON KOLA	TLAK VZDUCHU V PNEUMATICE		NAMĚŘENÉ TEPLOTY DEZÉNU PNEUMATIKY						
			[°C]						
[10 ⁻¹ MPa]			Λ						
-2°10'	2,4		52	54	63		66	61	60
-1°45'	2,3		44	43	38		46	47	52
Λ									
-2°00'	2,5		69	68	70		73	72	73
-1°55'	2,45		60	58	59		60	61	60

Tab. 7 Naměřené hodnoty tlaku vzduchu v pneumatice a teploty povrchu dezénu pneumatiky v závislosti na odklonu kola

5 ZÁVĚR

Všechny body zadání této bakalářské práce byly splněny. V rámci identifikace podvozku byly jednak zaměřeny všechny důležité body podvozku nutné jak pro výpočty v této práci, tak i případné budoucí optimalizace. Stejně tak i poloha a výška těžiště. Vzhledem k variabilitě nastavení zavěšení náprav jsou v této práci přesně popsány všechny varianty uchycení bodů náprav a také rozměry a použití různých verzí vyměnitelných dílů.

S ohledem na vývoj softwaru výpočetní techniky byl pro možnost další optimalizace, nebo změny nastavení vytvořen 3D kinematický model. Pomocí tohoto modelu bude možné zkoumat vliv jednotlivých nastavení zavěšení náprav na kinematiku v závislosti na určitém natočení kol nebo chodu tlumiče. Vzhledem ke složitosti tohoto programu bylo od počátku za úkol pro tento model získat potřebná data a následně je do tohoto programu vložit.

Samotná optimalizace spočívala ve změně nastavení přímo na voze, následném změření hodnot Bump-Steer a vyjádření velikosti Anti-Dive grafickou metodou.

Při optimalizaci kinematiky přední nápravy bylo provedeno 15 nastavení zavěšení a následných měření. Tím se dosáhlo zlepšení efektu Bump-Steer - celkové změny sbíhavosti při chodu tlumiče z původních 11 mm na 4,5 mm. Především ale zlepšení stability vozu při brzdění (vlastnost Anti-Dive) o 86%. Větší hodnotu už není možné při respektování homologačního protokolu FIA dosáhnout. Už pro dosažení stávající hodnoty muselo dojít k výrazné úpravě unibalů A a B-bodu ramene. Stejným poměrem se snížila náchylnost přední části vozu k nadzvedávání při akceleraci označovaná jako Anti-Lift. Byly vytvořeny 2 varianty nastavení (označené jako L a N) vykazující podobné hodnoty Bump-Steer a totožné hodnoty Anti-Dive, které se liší pouze použitím pák řízení. Tím se liší velikost lichoběžníku řízení, která verze je výhodnější ukáží až jízdní zkoušky.

Po 14 měřeních optimalizace kinematiky zadní nápravy nastalo zlepšení velikosti efektu Anti-Lift – odolnosti proti odlehčení zadní části vozu při brzdění o 139%, opět došlo ke stejné velkému zvětšení odolnosti proti zadřepnutí zadní části vozu při akceleraci (Anti-Squat). Hodnoty Bump-Steer zadní nápravy byly před optimalizací velmi nepříznivé, rozdíl sbíhavosti mezi maximálním vyvěšením a propérováním kola

dosahoval 14 mm. Pro dosažení vyhovujících vlastností Anti-Squat a současně i Bump-Steer bylo za potřebí navrhnout přírubu zadní hlavy kola spojující C-bod ramene a spojovací tyč s odlišnými tvary. Proto podle provizorní příruby sloužící pro ověření hodnot Bump-Steer byly vyrobeny speciální přípravky pro výrobu nových přírub. Při chodu tlumiče o 100 mm ve středu rozsahu se sbíhavost vůbec nemění. Pouze při maximálním propérování se sbíhavost zvětší o 0,5 mm a naopak při maximálním vyvěšení kola se sbíhavost o 0,5 mm zmenší. Celková velikost efektu Bump-Steer 1 mm je naprosto postačující.

Jízdní vlastnosti vozu při závodech se po optimalizaci výrazně zlepšily, bohužel míru zlepšení zatím nebylo možné objektivně posoudit. K tomuto účelu bude zapotřebí uskutečnit testování, při kterém budou na stejném voze použity verze nastavení před i po optimalizaci a jako hledisko poslouží porovnání výsledných časů projetí stejné trati stejným jezdce s odlišným nastavením podvozku. Dalším hlediskem je subjektivní pocit jezdce, aby vozidlo reagovalo přesně podle jeho přání a chovalo se předvídatelně. Již toto subjektivní hodnocení ale poukázalo, že změny provedené na podvozku mají příznivý vliv na celkové chování vozu.

Zkušenosti a postupy získané při tvorbě této práce se chystám využít při optimalizaci kinematiky přední nápravy na mém vlastním soutěžním voze Škoda Felicia Kit Car, zadní náprava tohoto vozu vzhledem ke své koncepci a provedení žádnou optimalizaci neumožňuje.

Seznam použité literatury

- [1] Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství VLK, 1. vydání, Brno 2000. (ISBN 80-238-5274-4)
- [2] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství VLK, 1. vydání, Brno 2001. (ISBN 80-238-5273-6)
- [3] Škoda Motorsport: Škoda Octavia WRC – katalog náhradních dílů, popis a servisní příručka, příručka pro jezdce, utahovací momenty. Škoda Auto a.s., Mladá Boleslav 2003.
- [4] Rexteam Besedice: Interní materiály a data, 2004-2010.
- [5] Vlastní studijní materiály – Střední průmyslová škola Mladá Boleslav, 2003-2007.
- [6] Vlastní studijní materiály – Technická univerzita v Liberci, 2007-2010.